

A1

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 02-296542

(43)Date of publication of application : 07.12.1990

(51)Int.Cl.

B60K 41/10
F01L 13/00
F02D 29/00
F16H 61/00
F16H 61/14
// F16H 59:74

(21)Application number : 01-116981

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 10.05.1989

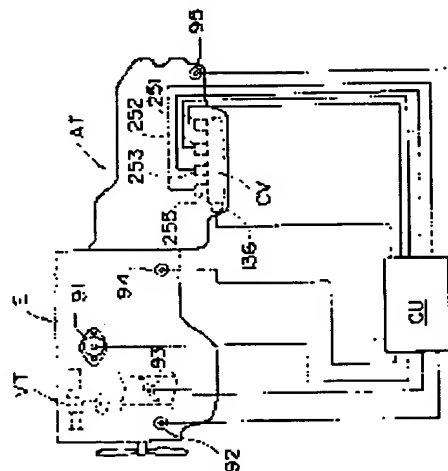
(72)Inventor : AOKI TAKASHI
KONOMA YASUO
KONNO TSUNEO
HANAOKA TADASHI
MIYAKE JUNICHI
KISHI NORIYUKI

(54) CONTROLLER FOR POWER UNIT

(57)Abstract:

PURPOSE: To reduce the driving requisite power in an oil pump by setting braking oil pressure in a transmission according to a valve operating characteristic selectively set up, in a power unit including an engine that the valve operating characteristic of at least one side of both intake and exhaust valves is made selectable.

CONSTITUTION: A power unit is provided with an engine E, having a variable valve timing lift mechanism VT which selects the on-off timing of an intake valve of the engine E and its opening period and lift to a low-speed valve operating characteristic suitable for a low speed area and a high-speed valve operating characteristic suitable for a high speed area, and an automatic transmission AT being controlled by a hydraulic control valve CV. In this case, when the valve operating characteristic is selected by the variable valve timing lift mechanism VT, control oil pressure of the automatic transmission AT, namely, line pressure is controlled by a regulator valve of the hydraulic control valve CV to be set to such one suited to the valve operating characteristic at the time.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2735129号

(45) 発行日 平成10年(1998) 4月2日

(24) 登録日 平成10年(1998) 1月9日

(51) Int. CL ⁸	識別記号	P I
F 1 6 H 61/00		F 1 6 H 61/00
B 6 0 K 41/10		B 6 0 K 41/10
F 0 2 D 29/00		F 0 2 D 29/00 H
// F 0 1 L 13/00	3 0 2	F 0 1 L 13/00 3 0 2 B
F 1 6 H 50: 42		

請求項の数 5 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願平1-116981	(73) 特許権者	999900099 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号
(22) 出願日	平成1年(1988) 5月10日	(72) 発明者	青木 隆 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
(65) 公開番号	特開平2-296542	(72) 発明者	木間 康夫 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
(43) 公開日	平成2年(1990)12月7日	(72) 発明者	今野 常雄 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
審査請求日	平成7年(1995)11月30日	(74) 代理人	弁理士 大西 正悟
		審査官	小谷 一郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力ユニットの制御装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸気バルブと排気バルブとの少なくとも一方のバルブ作動特性を切換自在なエンジンと、このエンジンの出力軸に連結された変速機とからなる動力ユニットにおいて、
複数のバルブ作動特性の設定が可能であり、エンジンの運転条件等に応じてこれらバルブ作動特性のいずれか1つを選択設定するバルブ作動特性切換機構と、前記変速機の制御油圧の設定を行う油圧制御手段とからなり、この油圧制御手段は、前記バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性に対応して前記制御油圧の設定を行うことを特徴とする動力ユニットの制御装置。

【請求項2】 前記油圧制御手段が、オイルポンプからの吐出油を所定ライン圧に調圧する調圧手段を有し、この

2

調圧手段は、前記バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性での最大エンジントルクに対応したライン圧の設定を行うようになっていることを特徴とする請求項第1項記載の制御装置。

【請求項3】 前記油圧制御手段が、エンジンスロットル開度に対応したスロットル油圧を作り出すスロットルバルブを有し、前記バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性に対応して前記スロットル油圧の設定を行うことを特徴とする請求項第1項記載の制御装置。

【請求項4】 前記油圧制御手段が、前記変速機内に配設されるトルクコンバータのロックアップクラッチの係合制御を行うロックアップ制御バルブを有し、前記バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性に対応して前記ロックアップ制御バルブによる係合制御

(2)

特許2735129

3

油圧の設定を行うことを特徴とする請求項第1項記載の制御装置。

【請求項5】前記変速機がベルト式無段変速機であり、前記制御油圧がブーリの押圧制御用の油圧であることを特徴とする請求項第1項記載の制御装置。

【発明の詳細な説明】

イ、発明の目的

（産業上の利用分野）

本発明は、バルブ作動特性が切替自在となったエンジンと、このエンジン出力軸に連結された変速機とから構成される動力ユニットに関する。

なお、バルブ作動特性の切替とは、吸気バルブもしくは排気バルブの開閉時期および開放期間とバルブリフト量との両方あるいは一方を切り換えることを言い、1気筒内の複数の吸気バルブまたは排気バルブの少なくとも1つのバルブの開閉期間を実質的に零にしてこれを閉弁状態に切り換えることも含む。

（従来の技術）

従来、特公昭49-33289号公報により、吸気バルブと排気バルブの少なくとも一方のバルブ作動特性を、低回転領域に適した低速バルブ作動特性と、高回転領域に適した高速バルブ作動特性とに切替自在とするエンジンが知られている。このエンジンにおいては、エンジンの回転数が所定値以下で且つ吸気圧が所定圧以下（真空側）の領域で低速バルブ作動特性に切り換え、他の領域では高速バルブ作動特性に切り換えるようにしている。

（発明が解決しようとする課題）

このようなエンジンの出力軸に変速機を連結して動力ユニットを構成した場合、変速機の各種制御油圧、例えば、トルクコンバータのロックアップクラッチの係合油圧、変速クラッチの制御油圧等は、低速および高速バルブ作動特性いずれの場合でも所望の制御ができるような油圧に設定する必要がある。

このためには、例えば、ロックアップクラッチを完全に係合した状態にするための制御油圧や、変速クラッチの制御油圧を、高速バルブ作動特性での最大エンジントルクに対応して設定し、最大エンジントルクが作用してもロックアップクラッチや変速クラッチでのスリップが生じないようにすることが考えられる。ところが、これでは最大エンジントルクが高速バルブ作動特性より小さい低速バルブ作動特性に対しては、これら制御油圧が大きくなりすぎるという問題がある。制御油圧が大きすぎると、その分オイルポンプの駆動動力が大きくなり、エンジン動力損失が大きくなるという問題や、変速時における変速クラッチの係合が急激になり変速ショックが発生するおそれがあるという問題がある。

本発明はこのような問題に鑑みたもので、バルブ作動特性の切替に応じて常に最適な変速機制御油圧を得ることができるような構成の制御装置を提供することを目的とする。

4

ロ、発明の構成

（課題を解決するための手段）

上記目的達成のための手段として、本発明の制御装置は、複数のバルブ作動特性の設定が可能であり、エンジンの運転条件等に応じてこれらバルブ作動特性のいずれか1つを選択設定するバルブ作動特性切換機構と、変速機の制御油圧の設定を行う油圧制御手段とからなり、この油圧制御手段は、バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性に対応して制御油圧の設定を行うようになっている。

（作用）

上記構成の制御装置により制御を行った場合、ロックアップクラッチや、変速クラッチ制御のためのライン圧は、各バルブ作動特性での最大エンジントルクに対応して設定され、オイルポンプの駆動必要動力は、各バルブ作動特性毎の必要最低限まで低下される。また、ロックアップクラッチの係合制御油圧、変速クラッチの係合制御油圧として、エンジンスロットル開度に対応した制御油圧、すなわち、スロットル圧が用いられる場合にも、このスロットル圧を各バルブ作動特性に対応した特性として、いずれのバルブ作動特性が用いられる場合でも、常に適切な制御が行われる。

（実施例）

以下、図面に基いて本発明の好ましい実施例について説明する。

第1図は本発明に係る駆動ユニットを示し、この駆動ユニットは、可変バルブタイミング・リフト機構VTを有するエンジンEと、油圧コントロールバルブCVにより制御される自動変速機ATとから構成される。ここで可変バルブタイミング・リフト機構VTは、エンジンEの吸気バルブの開閉時期、開放期間およびリフト量を、低回転領域に適した低速バルブ作動特性と、高回転領域に適した高速バルブ作動特性とに切り換える機構であり、この切替は、後述するように、ソレノイドバルブ91のON・OFF作動による所定油圧の給排により行われる。また、油圧コントロールバルブCVは、自動変速機AT内のロックアップクラッチの係合制御および変速クラッチの作動制御等を行うバルブであり、この作動制御は、後述するように、リニアソレノイドバルブ136およびソレノイドバルブ251、252、253、255によりなされる。

上記ソレノイドバルブ91、136、251、252、253、255の作動は、コントロールユニットCUからの作動信号により制御される。このため、コントロールユニットCUには、水温センサ92からのエンジン冷却水温信号、スロットルセンサ93からのスロットル開度信号、エンジン回転センサ94からのエンジン回転信号、変速機回転センサ95からの変速機出力回転信号等の各種信号が入力されており、これら各種信号に基づいて、コントロールユニットCUから上記各ソレノイドバルブに作動信号が出力される。

まず最初に、可変バルブタイミング・リフト機構VTに

(3)

特許2735129

5

ついて第2図および第3図を参照しながら説明する。エンジンEの各機構毎に一对の吸気バルブ1a,1bが配設され、これら一对の吸気バルブ1a,1bは、エンジンの回転に同期して1/2の回転比で駆動されるカムシャフト2に一体的に設けられた第1低速用カム3,第2低速用カム3'および高速用カム5と、カムシャフト2と平行なロッカシャフト6に駆動される第1,第2および第3ロッカアーム7,8,9との働きによって開閉作動される。

カムシャフト2はエンジン本体の上方で回転自在に配設されており、第1低速用カム3は一方の吸気バルブ1aに対応する位置でカムシャフト2に一体的に設けられ、第2低速用カム3'は他方の吸気バルブ1bに対応する位置でカムシャフト2に一体的に設けられる。また、高速用カム5は両吸気バルブ1a,1b間に対応する位置でカムシャフト2に一体的に設けられる。しかも、第1低速用カム3はエンジンの低速運転時に対応した形状を有するものであり、カムシャフト2の半径方向に沿う外方への突出量が比較的小さい高位部3aを有する。また、高速用カム5はエンジンの高速運転時に対応した形状を有するものであり、カムシャフト2の半径方向外方への突出量を第1低速用カム3の高位部3aよりも大とし、且つその高位部3aよりも広い中心角範囲にわたる高位部5aを有する。さらに、第2低速用カム3'も、エンジンの低速運転時に対応した形状を有するものであり、カムシャフト2の半径方向に沿う外方への突出量が比較的小さい高位部3a'を有し、この高位部3a'は前記高位部3aよりも小さい。

ロッカシャフト6は、カムシャフト2よりも下方で固定配設される。このロッカシャフト6には第1～第3ロッカアーム7～9がそれぞれ駆動されるが、第1および第2ロッカアーム7,8は基本的に同一形状に形成される。すなわち、第1および第2ロッカアーム7,8は、吸気バルブ1a,1bに対応する位置で、その基部がロッカシャフト6に揺動可能に駆動され、各吸気バルブ1a,1bの上方位置まで延設される。また、第1ロッカアーム7の上部には低速用カム3に摺接するカムスリッパ16が設けられ、第2ロッカアーム8の上部には第2低速用カム4に当接し得るカムスリッパ17が設けられる。第1および第2ロッカアーム7,8において、各吸気バルブ1a,1bの上方に位置する端部には、各吸気バルブ1a,1bの上端に当接し得るタペットねじ12,13が進退可能に螺着される。

一方、両吸気バルブ1a,1bの上部には鈎部14,15が設けられており、これらの鈎部14,15とエンジン本体との間には吸気バルブ1a,1bを回轉するバルブばね16,17が介装されており、バルブばね16,17により、各吸気バルブ1a,1bは閉弁方向すなわち上方に向けて付勢されている。

また、第4図にも示されているように、第3ロッカアーム9は、第1および第2ロッカアーム7,8間でロッカシャフト6に駆動される。この第3ロッカアーム9は、ロッカシャフト6から両吸気バルブ1a,1b側に横かに延

6

出され、その上部には高速用カム5に摺接するカムスリッパ18が設けられる。また、第3ロッカアーム9の端部下面には、有底円筒状のリフタ19が当接されており、このリフタ19はエンジン本体との間に介装したリフタばね20により上方に付勢される。これにより、第3ロッカアーム9のカムスリッパ18は高速用カム5に高時摺接される。

第5図に示すように、第1～第3ロッカアーム7,8,9は、相互に摺接されており、それらの相対角度変位を可能とする状態と、各ロッカアーム7～9を一体的に連結する状態とを切換可能な連結手段21が第1～第2ロッカアーム7,8,9に設けられる。

連結手段21は、第1および第3ロッカアーム7,9を連結する位置およびその連結を解除する位置間で移動可能な第1ピストン22と、第3および第2ロッカアーム9,8を連結する位置およびその連結を解除する位置間で移動可能な第2ピストン23と、第1および第2ピストン22,23の移動を規制するストッパ24と、第1および第2ピストン22,23を連結解除位置側に移動させるべくストッパ24を付勢するばね25とを備える。

第1ロッカアーム7には、第3ロッカアーム9側に向けて開放するとともにロッカシャフト6と平行な第1ガイド穴26が穿設されており、この第1ガイド穴26の底部には、段部27を介して小径部28が設けられる。第1ガイド穴26には第1ピストン22が摺合され、これにより第1ピストン22と第1ガイド穴26の底面との間に油圧室29が形成される。また、第1ロッカアーム7には油圧室29に連通する油路30が穿設され、ロッカシャフト6内にはソレノイドバルブ31を介して油圧供給源（図示せず）に通じる油路31が穿設される。さらに、両油路30,31はロッカシャフト6の側壁に穿設された連通路32を介して、第1ロッカアーム7の揺動状態の如何に拘らず常に連通する。

第1ピストン22の軸方向長さは、その一端が段部27に当接したときに、その他端が第1ロッカアーム7の第3ロッカアーム9側に臨む側面から第3ロッカアーム9側に突出しないように設定される。また、第1ガイド穴26の底部と第1ピストン22との間には、前記ばね25よりもばね力の小さなばね33が介装される。

第3ロッカアーム9には、第1ロッカアーム7の第1ガイド穴26に対応するガイド孔34が、両側面間にわたって穿設されており、このガイド孔34にはガイド孔34の全長に対応する長さを有する第2ピストン23が摺合される。しかもこの第2ピストン23の外径は、第1ピストン22と同一に設定される。

第2ロッカアーム8には、前記ガイド孔34に対応して、第3ロッカアーム9側に向けて開放した第2ガイド穴35が穿設され、この第2ガイド穴35に円盤状のストッパ24が摺合される。第2ガイド穴35の底部側には規制段部36を介して小径部37が設けられる。また、第2ガイド

(4)

特許2735129

7

穴35の底部と外側面との間にわたって、第2ロッカアーム8には第2ガイド穴35と同芯で且つ小径の挿通孔38が穿設されており、ストップ24に一体的且つ同芯に設けられた小径の案内部39が挿通孔38に挿通される。さらに、ストップ24と第2ガイド穴35の底部との間には、案内棒39を囲繞するコイル状のばね25が介装される。

次に、上記のように構成された可変バルブタイミング・リフト機構17の作用について説明する。

エンジンEの低速運転時には、ソレノイドバルブ91がOFFであり、第5図に示すように油路31と油圧源（図示せず）との連通が断たれており、連結切換手段21の油圧室29に油圧が供給されず、ストップ24はばね25によって第3ロッカアーム9側に押圧される。このため第1ピストン22は第2ピストン23を介して段部27に当接するまで移動している。この状態で、第1ピストン22および第2ピストン23の当接面は、第1および第3ロッカアーム7、9の摺接面に対応する位置にあり、第2ピストン23およびストップ24の当接面は第3ロッカアーム7および第2ロッカアーム8の摺接面に対応する位置にある。したがって、第1～第3ロッカアーム7、8、9は、第1および第2ピストン22、23ならびに第2ピストン23およびストップ24をそれぞれ摺接させて、相対角位置可能である。

このような連結切換手段21の連結解除状態にあって、カムシャフト2の回転動作により、第1ロッカアーム7は第1低速用カム3との摺接に応じて揺動し、第2ロッカアーム8は第2低速用カム3'との摺接に応じて揺動する。したがって、両吸気バルブ1a、1bが、第1および第2低速用カム3、3'によって開閉動作する。このとき、第3ロッカアーム9は高速用カム5との摺接により揺動するが、その揺動動作は両吸気バルブ1a、1bの作用に何の影響も及ぼさない。

このようにして、エンジンEの低速運転時には、第7A図において破線3および一点鎖線3'で示すように、一方の吸気バルブ1aが第1低速用カム3の形状に応じたタイミングおよびリフト量で開閉動作し、他方の吸気バルブ1bが第2低速用カム3'の形状に応じたタイミングおよびリフト量で開閉動作する。したがって低速運転に適した混合気流入速度が得られ、燃費の低減およびキッキング防止を図るとともに、最適な低速運転を行わせることができる。

なお、低速運転に適した混合気流入速度を得るために、例えば、第7B図に示すように、第2低速用カム3'の高位部3a'を低くして低速運転時には吸気バルブ1bの開閉時間・量を極く僅かにするようにしても良く、さらには、上記高位部3a'を零にして、低速運転時には吸気バルブ1bを全く開弁させないようにしてバルブ休止状態を作り出すようにしても良い。

エンジンEの高速運転に際しては、ソレノイドバルブ91がONであり、第6図に示すようにソレノイドバルブ91により油圧源（図示せず）と油路31とが連通されてお

8

り、連結切換手段21の油圧室29に作動油圧が制御される。これにより、第6図に示すように、第1ピストン22はばね25のはね方に抗して第3ロッカアーム9側に移動し、第2ピストン23は第1ピストン22に押されて第2ロッカアーム8側に移動する。この結果、ストップ24が規制段部36に当接するまで、第1および第2ピストン22、23が移動し、第1ピストン22により第1および第3ロッカアーム7、9が連結され、第2ピストン23により第3および第2ロッカアーム9、8が連結される。

このようにして、第1～第3ロッカアーム7、8、9が連結切換手段21によって相互に連結された状態では、高速用カム5に摺接した第3ロッカアーム9の揺動量が最も大きいので、第1および第2ロッカアーム7、8は第3ロッカアーム9とともに揺動する。したがって、エンジンEの高速運転時には、第7A図において実線5で示すように、両吸気バルブ1a、1bが、高速用カム5の形状に応じたタイミングおよびリフト量で開閉動作する。この場合のタイミングおよびリフト量は、低速運転時のそれらより大きく、高速運転に適する吸気が得られるようになっており、エンジン出力の向上を図ることができる。

以上のような作用において、第1および第2低速用カム3、3'に基づく吸気バルブ1a、1bの開閉タイミングおよびリフト量を低速バルブ作用特性と称し、高速用カム5に基づく吸気バルブ1a、1bの開閉タイミングおよびリフト量を高速バルブ作用特性と称する。両バルブ作用特性は、低速運転領域と高速運転領域とに分けて用いられ、このときのエンジン出力トルクとエンジン回転数との関係は第7図のようになる。この図からわかるように、低速バルブ作用特性運転での最大出力トルク T_L は、高速バルブ作用特性運転での最大出力トルク T_H より小さい。

次に、自動変速機ATについて第9図に基づき説明する。

この自動変速機ATは、トルクコンバータ40と変速機構50とから構成され、トルクコンバータ40はエンジン出力軸E_oに繋がるポンプ46a、出力軸（変速機構入力軸）61に繋がるタービン46bおよび固定保持されるステータ46cからなり、さらに、ポンプ46aとタービン46bとを係脱自在なロックアップクラッチ47を有する。

変速機構50は、トルクコンバータ出力軸と一体の入力軸51、これと並行なカウンタ軸52および出力軸53を有する。入力軸51およびカウンタ軸52間には、それぞれ互いに噛合する5組のギヤ列、すなわち、1速ギヤ列51a、51b、2速ギヤ列52a、52b、3速ギヤ列53a、53b、4速ギヤ列54a、54bおよびリバースギヤ列55a、55b、55cが配設されている。各ギヤ列の駆動ギヤもしくは被動ギヤに各ギヤ列を選択するための油圧作動クラッチ64～68が配設されており、これら油圧作動クラッチ64～68を選択作動させることによりいずれかのギヤ列による動力伝達経路が選択切換され、変速がなされる。

9

カウンタ軸62と出力軸63との間には、アウトプットギヤ列59a, 59bが配設され、上述のように変速された動力はアウトプットギヤ列59a, 59bを介して出力軸に伝達される。

なお、1速抜動ギヤ51aおよび2速抜動ギヤ52bには、エンジンからの駆動方向の動力伝達は許容するが、これと逆方向（エンジンブレーキ作用方向）の動力伝達は空転して行かせないワンウェイクラッチ56, 57が取り付けられている。1速抜動ギヤ51aに取り付けられた1速ワンウェイクラッチ56は、入力側が1速抜動ギヤ51aに繋がれ、出力側が2速抜動ギヤ52bに取り付けられた2速ワンウェイクラッチ57の入力側に繋がれている。2速ワンウェイクラッチ57の入力側はさらに、2速抜動ギヤ52bに繋がれ、出力側はカウンタ軸62に繋がる。

さらに、これらワンウェイクラッチ56, 57をロック保持するためのエンブレクラッチ69が設けられている。このエンブレクラッチ69は、1速ワンウェイクラッチ56の入力側と2速ワンウェイクラッチ57の出力側とを係脱するクラッチであり、これがON（係合）の場合には、1速ギヤ列および2速ギヤ列はエンジンブレーキの効く動力伝達経路を構成し、これがOFF（非係合）の場合には、エンジンブレーキの効かない動力伝達経路を構成する。

上記構成の自動変速機ATにおけるロックアップクラッチ47の作動制御および変速機構50の各クラッチ64~69の作動制御は、第1図にその油圧回路を示すコントロールバルブCVにより行われる。

このコントロールバルブCVは、チューシポン130から送られる作動油を所定のライン圧 P_L に調圧するレギュレータバルブ132、このライン圧からモジュレート圧 P_M を作りだすモジュレータバルブ134およびリニアソレノイドを用いてライン圧 P_L をスロットル圧 $P_{r,s}$ に変換するスロットルバルブ136を有する。コントロールバルブCVはさらに、以下のバルブを有し、上記ライン圧 P_L 、モジュレート圧 P_M およびスロットル圧 $P_{r,s}$ を適宜用いて、ロックアップクラッチ47および各クラッチの作動制御を行う。

ロックアップクラッチ47の制御を行うバルブとしては、L/Cオンオフバルブ140、L/Cシフトバルブ142、L/Cコントロールバルブ144、L/Cタイミングバルブ146およびデューティソレノイドバルブ255がある。L/Cオンオフバルブ140は、ライン101へのライン圧 P_L の供給をON-OFF制御するバルブで、これによりロックアップクラッチ7のON-OFF制御がなされる。残りのバルブは、L/Cオンオフバルブ140によりロックアップクラッチ47がONにされる場合に、デューティソレノイドバルブ140の作動に応じてこのクラッチ47の係合容量を制御するバルブである。

次に、変速機構50内の各クラッチ64~69の作動を制御して変速を行わせるバルブについて簡単に説明する。

このためのバルブとしては、まず 運転者によるシフ

(5)

特許2735129

15

トレバー操作に対応して移動されるスプール151を有したマニュアルバルブ150がある。このスプール151はシフトレバーポジションに対応するP, R, N, D, 3, 2, 1の7位置に移動可能となっており、各位置に対応してライン102からのライン圧 P_L を所定のポートに供給する。

1速と2速との変速を制御する1-2シフトバルブ16a、2速と3速との変速を制御する2-3シフトバルブ16bおよび3速と4速との変速を制御する3-4シフトバルブ16cもコントロールバルブCVに含まれており、これらの作動は第1および第2オンオフソレノイドバルブ251, 252のON-OFF作動により選択的に供給されるモジュレート圧 P_M により制御される。

さらに、クラッチ圧コントロールバルブ155および4個のオリフィスコントロールバルブ156~159も有する。クラッチ圧コントロールバルブ155は、3速および4速クラッチ66, 67の作動圧をスロットル圧 $P_{r,s}$ に対応する圧に変換するバルブである。オリフィスコントロールバルブ156~159は、変速時に前段クラッチの油圧開放を後段クラッチの油圧上昇とタイミングを合わせて行わせるバルブである。

さらに、エンブレクラッチ69の制御とロックアップクラッチ47の制御とを切り換えるスイッチングバルブ170と、エンブレクラッチ69の作動制御を行うエンブレタイミングバルブ175と、ロックアップクラッチ47およびエンブレクラッチ69の制御に利用される第3オンオフソレノイドバルブ253も配設されている。

なお、各クラッチ64~68には、それぞれアキュムレータ81~85が接続されており、これらクラッチ64~68が係合作動されるときでの油圧変動を滑らかにしてスムーズな変速を行わせるようになっている。

以上のように構成されたコントロールバルブCVにおいて、シフトレバー（図示せず）に操作によるマニュアルバルブ150の作動および第1~第3ソレノイドバルブ251, 252, 253のON-OFF作動により上記各バルブが作動されて、各クラッチ64~69への油圧供給が制御されて自動変速がなされるとともに、ロックアップクラッチ47の作動制御がなされる。

以上説明したような構成の動力ユニットにおいて、エンジンEの可変バルブタイミング・リフト機構VTによりバルブ作動特性の切換がなされると、これに対応して油圧コントロールバルブCVにより制御される油圧特性も切換えられる。この制御について、第11図の制御フローを参照して説明する。

この制御においては、まず、ステップS1においてエンジン回転数 N_e 、エンジンスロットル開度 $\theta_{r,s}$ およびエンジン水温 T_e を検出し、ついで、この検出された水温 T_e が所定温度 T_1 より低温か否かを判断する。 $T_e < T_1$ でエンジンが十分に暖まっていない場合には、バルブ作動特性の切換を行う制御油温も低温であり、バルブ作動特性の切換を行わせるために、追給切換手段21の油圧室29に

(5)

特許2735129

11

作動油圧を供給しても作動油の粘度が高く作動遅れが生じるといふ問題がある。このため、この場合には、ステップ56に進み、低速バルブ作動特性を保持し、高速バルブ作動特性への切換は行わせない。

$T_0 \geq T_L$ の場合には、バルブ作動特性の切換を行っても上記のような問題は生じないので、ステップ53に進みエンジン回転数 N_e とスロットル開度 θ_{10} により定まる状態が低速バルブ作動特性領域にあるか否かの判断を行う。ここで、低速バルブ作動特性から高速バルブ作動特性への切換もしくはこれと逆の切換は、例えば、第12A図に示すようにエンジン出力トルクが等しくなる時に行われる。この切換ポイントをスロットルが全開から全閉までの間で求め、第12B図に示すようにスロットル開度 θ_{10} とエンジン回転数 N_e との関係を示すグラフの領域を低速バルブ作動特性領域と高速バルブ作動特性領域とに分割する。上記ステップ53における判断は、エンジン回転数 N_e とスロットル開度 θ_{10} により定まる状態がこの第12B図に示す低速バルブ作動特性領域にあるか否かを判断することにより行われる。ここではエンジン出力トルクが等しくなるときにバルブ作動特性の切換を行わせているが、燃費最小となる曲線の交点においてバルブ作動特性の切換を行わせるようにしても良い。

上記状態が低速バルブ作動特性領域にあるときには、ステップ56に進みバルブ作動特性を低速バルブ作動特性に設定する。すなわち、可変バルブタイミング・リフト機構17における追従手段21の油圧室29への油圧供給は行わず、これを追従解除状態にする。上記状態が高速バルブ作動特性領域にあるときには、ステップ54に進みバルブ作動特性を高速バルブ作動特性に設定する。すなわち、油圧室29へ作動油圧を供給し、これを追従状態にする。

このようにしていずれかのバルブ作動特性が設定されると、ステップ55もしくはステップ57において、変速機ATの制御油圧はそのときのバルブ作動特性に合ったものに設定される。

具体的には、まず、ライン圧 P_L の設定がある。ライン圧 P_L は、第10図のコントロールバルブCVにおけるレギュレータバルブ132により設定される。このレギュレータバルブ132はポンプ130の吐出油を、スプール132bに作用するばね132aの付勢力に対応した所定油圧（ライン圧） P_L に設定するものであるが、高速バルブ作動特性が使用されるときには、ポート132cからスプール132bを左方に押すように所定切換圧 P_C が供給され、ライン圧 P_L を高めるようになっている。

ライン圧 P_L はエンジン出力最大トルクに対応して設定されるのであるが、本例の場合には、第13図に示すように、低速バルブ作動特性使用時では、この時でのエンジン最大出力トルクに対応したライン圧 P_{L0} が設定され、高速バルブ作動特性使用時では、この時での最大出力トルクに対応したライン圧 P_{L1} が設定される。このた

12

め、必要ライン圧を確保しつつ、ポンプ130の駆動動力を小さくすることができ、エンジンの燃費が向上する。

なお、上記例では、ポンプ130の吐出油圧をレギュレータバルブ132により調圧してライン圧 P_L を得ようとしているが、これらに代えて第14図に示すような自己調圧機能を有したベーンポンプ230を用いても良い。

このベーンポンプ230は、軸231aを中心に揺動可能なハウジング231を有し、このハウジング231は、軸231aと反対側に突出した突起部231bが受ける外力に応じて揺動し、その吐出量が可変制御されるようになっている。この突起部231bに作用する外力としては、ライン241から油室240に供給される自己の吐出油圧による右方向への押力と、スプール232を介してばね233による左方向への押力とがあり、このため、自己の吐出油圧がばね233の押力とバランスする油圧となるようにポンプ230の吐出量が調整される。このバランスする油圧がライン圧 P_L である。

このポンプ230においては、高速バルブ作動特性使用時には、ばね233が配設される油室234に所定切換圧 P_C が供給され、ライン圧 P_L を高めるようになっている。このため、この場合においても、ライン圧 P_L は第13図に示すように、低速バルブ作動特性使用時では、この時でのエンジン最大出力トルクに対応したライン圧 P_{L0} が設定され、高速バルブ作動特性使用時では、この時での最大出力トルクに対応したライン圧 P_{L1} が設定される。

以上の例においては、第11図のフローでのステップ55およびステップ57におけるバルブ作動特性に対応した制御油圧設定として、ライン圧 P_L の設定を行うが、この制御油圧の設定はこれに限られるものではない。

例えば、第10図のスロットルバルブ136によるスロットル圧 P_{r0} も、バルブ作動特性の切換に対応して、その時のバルブ作動特性により設定されるエンジン出力に対応したスロットル圧 P_{r1} を作り出すように設定するのが望ましい。3速および4速クラッチ56、57の作動圧はクラッチ圧コントロールバルブ155によりスロットル圧 P_{r0} に対応する圧として設定されるのであるが、この作動圧がいずれのバルブ作動特性であってもそのときのエンジン出力に対応した適切な圧となり、最適なクラッチ係合容量の設定、最適な変速制御が行われる。

さらに、ロックアップクラッチ47の係合容量を設定する制御油圧をバルブ作動特性の切換に対応して設定することにより、そのときのエンジン出力に最適なロックアップクラッチ47の係合制御を行うことができる。

本発明に係る動力ユニットは上記のものに限られるものではなく、例えば、第15図に示すように、エンジンEとベルト式無段変速機CVTとから構成する場合もある。

この無段変速機CVTは、エンジンEの出力軸と入力軸315との間に配設されて両者の断接を行わせるクラッチ310と、入力軸315に連結された駆動プーリ320と、出力軸345に連結された従動プーリ340と、両プーリ320、340間に

(7)

特許2735129

13

掛けられたVベルト330とから構成される。駆動プーリ320は、入力軸315に結合された固定フランジ321と、この固定フランジ321に対して軸方向に移動可能な可動フランジ322とから構成され、可動フランジ322の移動に応じてVベルト330の巻き掛け半径が変化する。被動プーリ340も同様の構成で、出力軸345に結合された固定フランジ341と、この固定フランジ341に対して軸方向に移動可能な可動フランジ342とから構成され、可動フランジ322の移動に応じてVベルト330の巻き掛け半径が変化する。

このため、可動フランジ322、342の移動を制御することにより変速比を無段階に可変制御することができる。この移動制御は、可動フランジ322、342の側方に設けた制御油圧室323、343への供給油圧を制御して、可動フランジ322、342によるベルト330の押し付け方を制御することによりなされる。この押し付け力は、入力軸トルクに対応して変化するため、所望の変速比制御を行うためには、入力軸トルク、すなわちエンジン出力トルクに対応して上記供給油圧の制御を行う必要がある。

このため、本例においては、制御油圧室323、343への供給油圧を、そのときのバルブ作動特性に対応して設定するようにしている。すなわち、第11図のフローでのステップ55およびステップ57において示す各バルブ作動特性に対応する制御油圧は、本例では制御油圧室323、343への供給油圧である。

ハ、発明の効果

以上説明したように、本発明によれば、バルブ作動特性切換機構により選択設定されたバルブ作動特性に対応して変速機の制御油圧の設定を行うようになっているので、例えば、変速機内でのロックアップクラッチや、変速クラッチの制御のためのライン圧を、各バルブ作動特性での最大エンジントルクに対応して設定し、オイルポンプの駆動必要動力を、各バルブ作動特性毎の必要最低限まで低下させることができ、エンジンの燃費を向上させることができる。

また、ロックアップクラッチの係合制御油圧、変速クラッチの係合制御油圧として用いられるエンジンスロットル開度に対応した制御油圧、すなわち、スロットル圧を各バルブ作動特性に対応した特性として、いずれのバルブ作動特性に対しても、常に最適な制御を行わせること

*とができる。

さらに、変速機としてベルト式無段変速機が用いられる場合に、プーリの押し付け力を制御する油圧をバルブ作動特性に対応する油圧に設定することで、バルブ作動特性に拘らず、常に最適な変速比制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

第1図は本発明に係る動力ユニットを示す概略図。

第2図は上記動力ユニットを構成するエンジンに用いられる可変バルブタイミング・リフト機構の断面図。

第3図はこの機構の平面図。

第4図～第6図はこの機構の断面図。

第7A図および第7B図は吸気バルブの開閉作動特性を示すグラフ。

第8図は上記エンジンの出力トルクと回転数との関係を示すグラフ。

第9図は上記駆動ユニットを構成する自動変速機の動力伝達系を示す概略図。

第10図はこの自動変速機の制御を行うコントロールバルブの油圧回路図。

第11図は本発明に係る動力ユニットにおける制御を示すフローチャート。

第12A図および第12B図はそれぞれ、エンジン出力トルクおよびスロットル開度とエンジン回転数との関係を示すグラフ。

第13図は変速機制御用ライン圧とエンジン回転数との関係を示すグラフ。

第14図は変速機制御に用いられる油圧ポンプの1例を示す断面図。

第15図は本発明に係る動力ユニットの他の例を示す概略図である。

1A, 1B……吸気バルブ、2……カムシャフト

3, 3'……低速用カム、5……高速用カム

6……ロックアップシャフト、21……連結手段

22, 23……ピストン、29……油圧室

47……ロックアップクラッチ

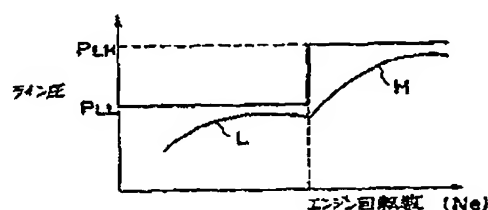
50……変速機構、63……変速機入力軸

132……レギュレータバルブ

136……スロットルバルブ

155……クラッチ圧コントロールバルブ

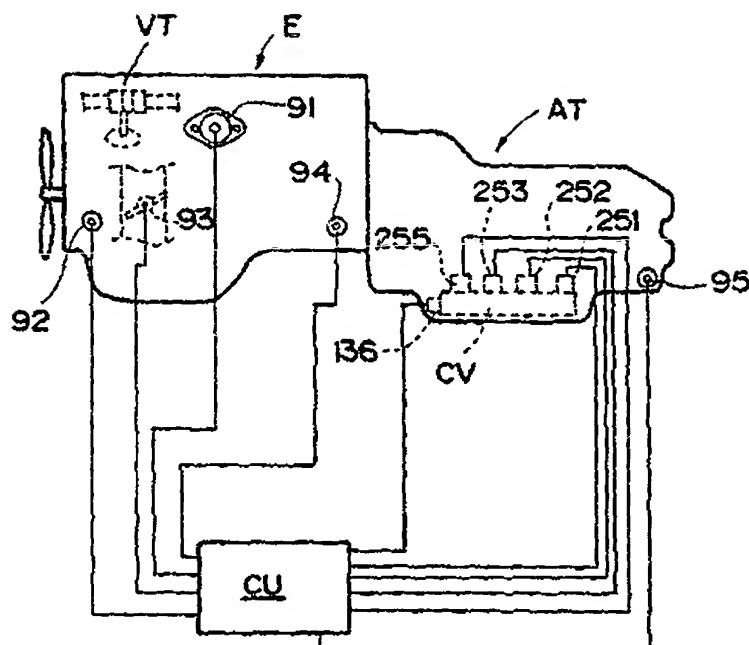
【第13図】



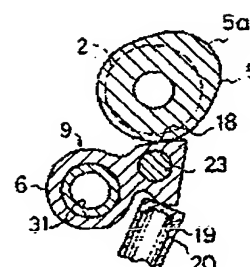
(8)

特許2735129

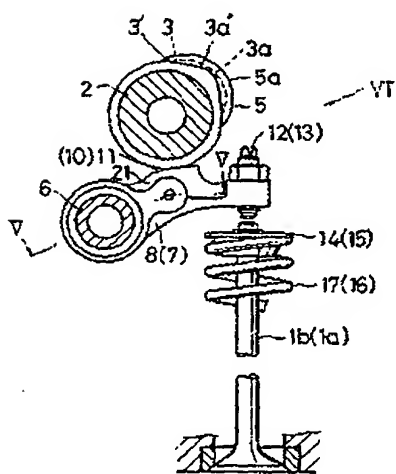
【第1図】



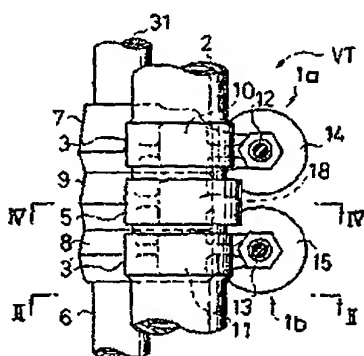
【第4図】



【第2図】



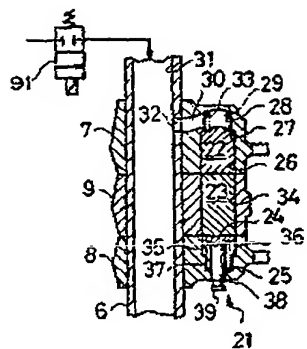
【第3図】



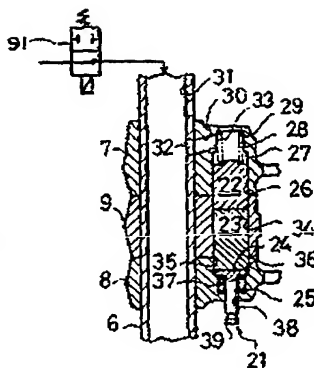
(9)

特許2735129

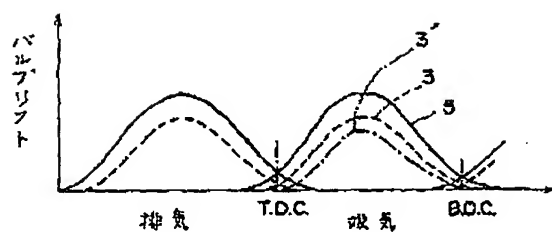
【第5図】



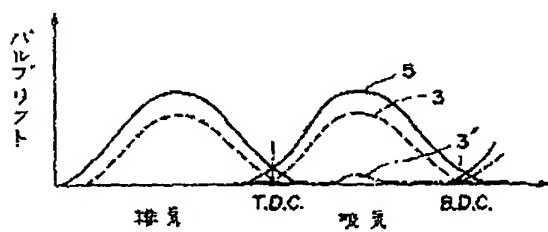
【第6図】



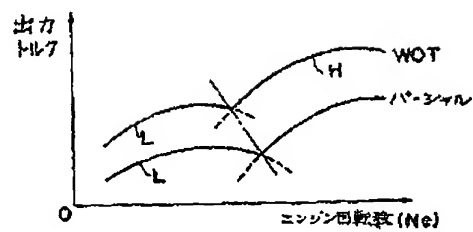
【第7A図】



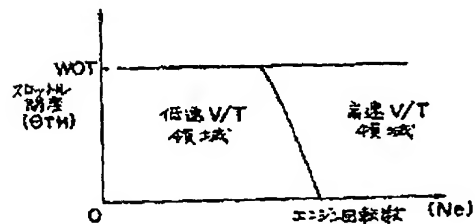
【第7B図】



【第12A図】



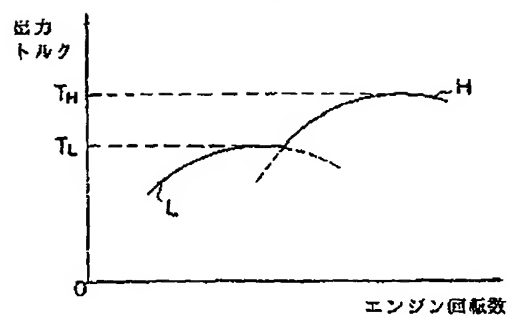
【第12B図】



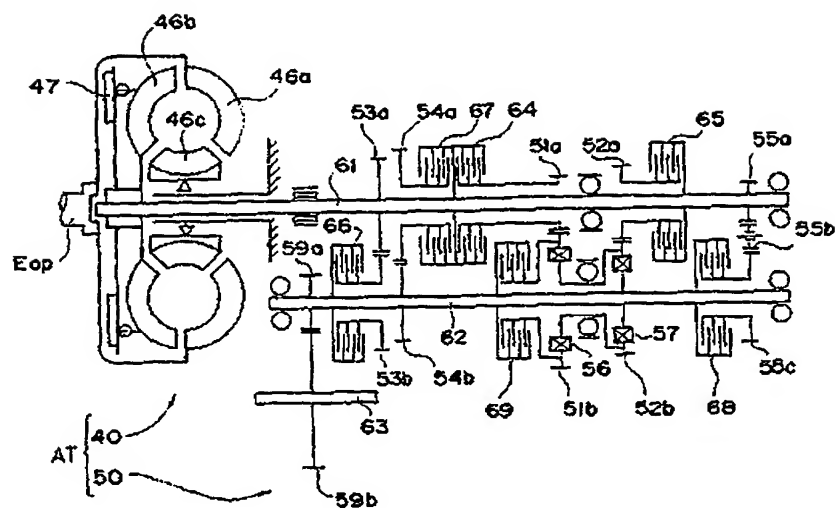
(10)

特許2735129

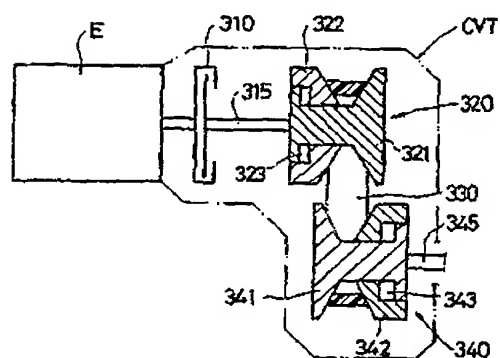
【第8図】



【第9図】



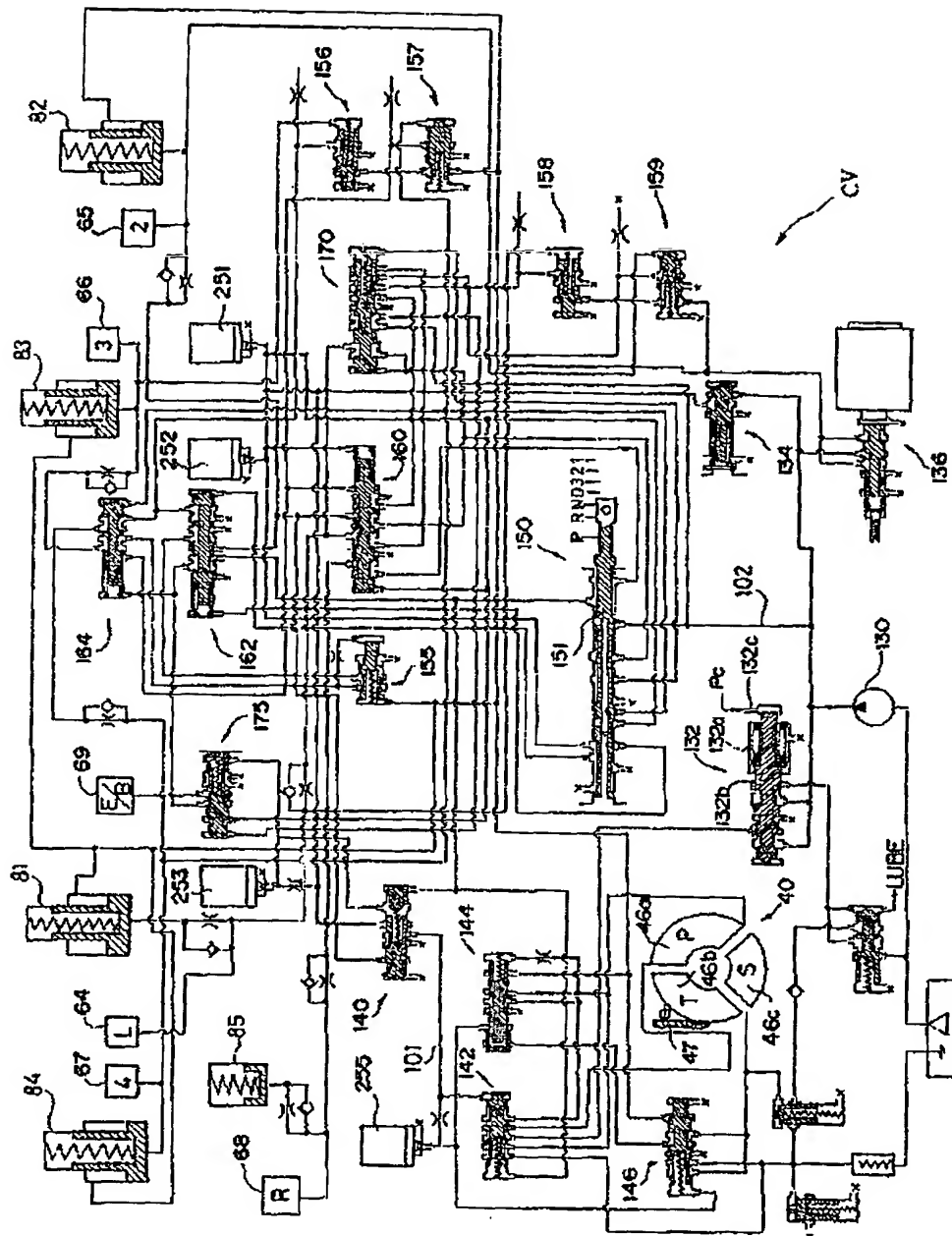
【第15図】



(11)

特許2735129

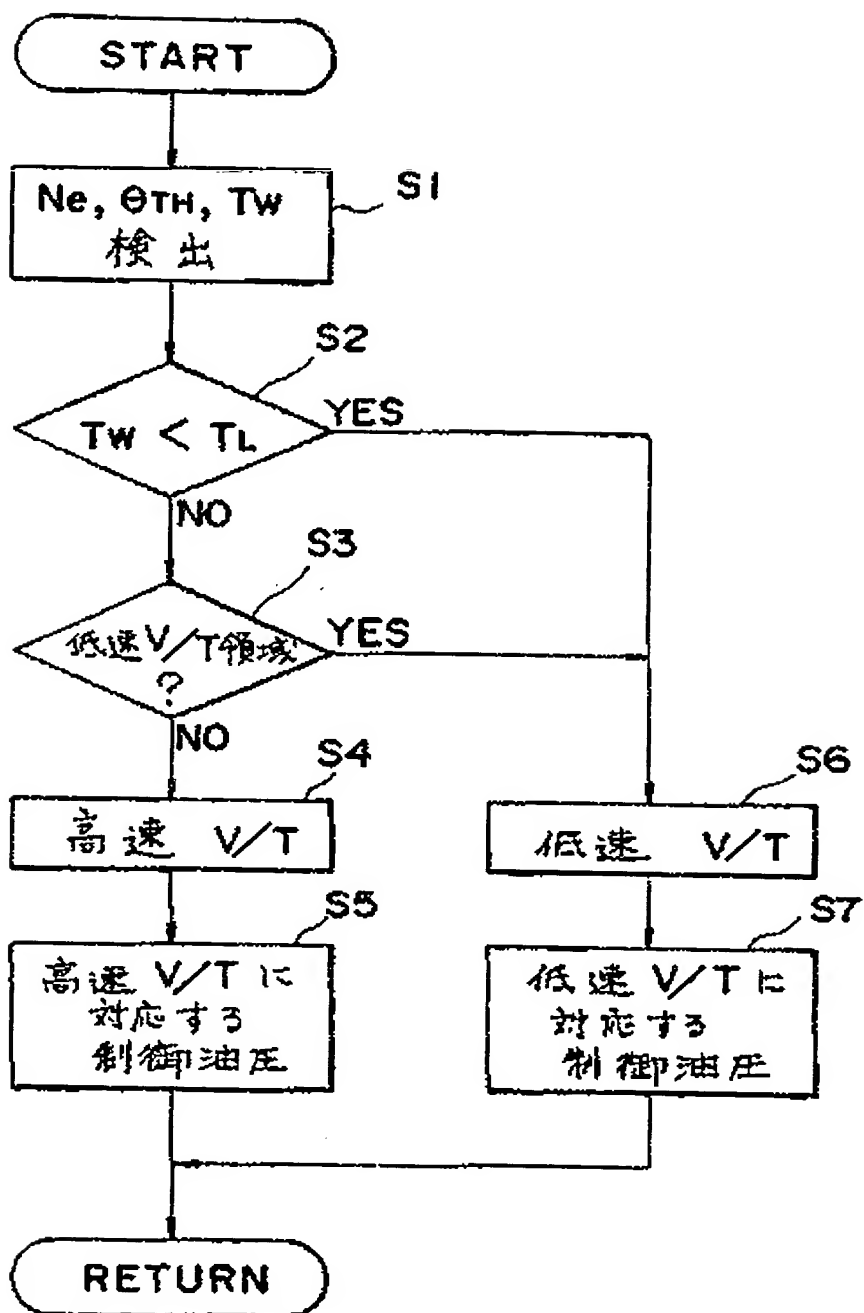
【第10図】



(12)

特許2

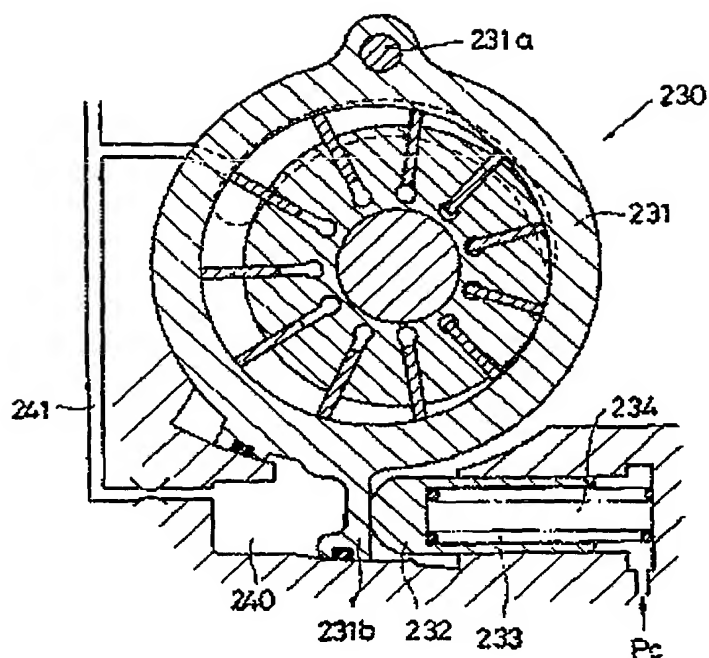
【第11図】



(13)

特許2

【第14図】



 フロントページの続き
(51)Int. Cl.[°]

識別記号

F I

F 1 6 H 59:74

(72)発明者 花岡 正
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式
 会社本田技術研究所内

(72)発明者 三宅 進一
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式
 会社本田技術研究所内

(72)発明者 岸 則行
 埼玉県和光市中央1丁目
 会社本田技術研究所内

(56)参考文献 特開 昭61-113526 (